

TAMPEREEN AMMATTIKORKEAKOULU  
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Kone- ja laiteautomaatio

## **VINOHAMMASPYÖRÄVAIHDE 3 kVA AKSIAALIVUOGENERAATTORILLE**

**Ville Ristimäki**

Työn ohjaaja DI Simo Marjamäki  
Tampere 2011

TAMPEREEN AMMATTIKORKEAKOULU

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Kone- ja laiteautomaatio

Tekijä	Ville Ristimäki
Työn nimi	Vinohammasvaihteen suunnittelu 3 kVA aksiaalivuogeneraattorille
Sivumäärä	40
Valmistumisaika	2011
Työn ohjaaja	DI Simo Marjamäki

---

## TIIVISTELMÄ

Tämän työn tarkoituksena oli suunnitella vaihdelaatikko jolla käytetään kestopagneettigeneraattoria. Vaihdelaatikon tarkoitus oli muuttaa kestopagneettigeneraattorin pyörimisnopeus lähes kaksinkertaiseksi. Tavoitteena oli valmistaa suunnitteluprosessin tulosten perusteella vaihdelaatikko ja suorittaa vaihdelaatikko-generaattorikokoonpanolle tyyppitestaus.

Suunnitteluprosessissa tehtiin vaihdelaatikon mitoittamiseen liittyviä laskelmia. Laskelmat suoritettiin osittain käsin ja laakeri/hammaspyörävalmistajien valmiilla online-laskentaohjelmistoilla. Valmistusta varten piirrettiin kaikista osista kolmiulotteiset mallit ja niiden pohjalta tehtiin mittakuvat. Mekaniikkasuunnittelu ohjelmana käytettiin autodesk inventor-ohjelmaa.

Tyyppitestauksessa todennettiin, että vaihdelaatikko täyttää sille annetut vaatimukset. Tyyppitestauksen tuloksista kävi ilmi, että vaihdelaatikko täyttää sille annetut vaatimukset sekä täyttää mahdollisesti myös 10 vuoden kestoikävaatimuksen. Tyyppitesteissä ilmeni myös voiteluaineen käyttäytyminen hammaspyörien ja laakereiden voitelussa. Se on tietona käyttökelpoinen myös uusien vaihteiden suunnittelussa.

Vaihdelaatikon suunnitteluprosessi on kokonaisuutena vaativa. Hyvä olisi tietää mahdollisimman paljon lopullisen käytön vaatimista ominaisuuksista. Kannattaa pyrkiä yksinkertaisiin rakenteisiin, jotta asiat pysyvät yksinkertaisina. Valitse voitelutapa jo alussa, jotta tiedät, minkälainen tiivistystapa on riittävä lopullisessa käytössä. Näitä ohjeita noudattamalla on mahdollista saavuttaa rakenteeltaan ja myös kustannuksiltaan kestävä vaihde.

---

Avainsanat : vinohammasvaihdelaatikko, aksiaalivuogeneraattori, opinnäytetyö

TAMPERE UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES  
Mechanical and production engineering  
machine automation

Writer	Ville Ristimäki
Thesis	Helical gear for 3 kVA axialflux generator
Pages	40
Graduation time	2011
Thesis supervisor	DI Simo Marjamäki

---

## ABSTRACT

This thesis describes how simple helical gear is designed and manufactured to operate with 3 kVA permanentmagnet generator. Transmission ratio is chosen that driven gear rotates almost twice speed than pinion gear which is used as a drive gear. Final goal was to make typetests to complete gear-generator assembly.

Calculations during the prototype design were made by hand and manufacturers' online calculators. Mechanical drawings were made using autodesk inventor design program.

Typetests for prototype gear-generator assembly were made to certify that given spesifications were fulfilled. Given 10 year lifetime spesification tests wasn't tested or simulated. The tests showed how lubricant works in real life, which was interesting and can be useful knowhow in future projects

Designing a gear drive is a difficult job to do. To ease the designing process, keep things simple. Try to write spesification and collect all data before making any calculations. Choose lubrication method at the beginning of the designing process, then you know which kind of sealings you can use.

One purpose of this thesis was to give ideas for designing future gears and also to give ideas to other people in their thesis writing process.

# SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ	
ABSTRACT	
SISÄLLYSLUETTELO.....	4
Lyhyenteiden ja termien luettelo .....	5
1 Johdanto.....	6
2 Aksiaalivuogeneraattori.....	7
2.1 Generaattorin toiminta ja rakenne.....	7
2.2 Aksiaalivuokoneen tekniset ominaisuudet .....	8
3 Vaihdelaatikko.....	9
3.1 Vaihdelaatikon tekninen määrittely.....	10
3.2 Hammaspyörien valinta.....	12
3.2.1 Käytettävä hammaspyörä .....	12
3.2.2 Käyttävä hammaspyörä .....	14
3.2.3 Hampaisiin kohdistuvat voimat .....	16
3.3 Laakereiden rasitukset .....	17
3.3.1 Voimakuviot .....	18
3.4 Laakereiden valinta .....	20
Laakeri A.....	20
Laakeri D.....	21
Laakeri B.....	21
Laakeri C.....	22
4 Akseleiden ja hammaspyörien kiilaliitokset.....	24
4.1 Akseleiden kiilaliitosten mitoitus .....	24
.....	25
Turpiiniakselin kiilaliitos.....	25
Roottoriakselin kiilaliitos.....	26
5 Tiivisteet ja voiteluaineet .....	27
5.1 Laakerilaippojen O-renkaat ja akselitiivisteet .....	27
5.2 Vaihteiston laakereiden ja hammaspyörien voitelu .....	28
6 Valokuvia.....	33
7 Tyypitestausta .....	34
7.1 Visuaalinen tarkistus.....	35
7.2 Generaattorin sähköinen testaus .....	36
7.3 Lämpökoe.....	36
7.4 Melumittaus .....	37
8 Yhteenveto .....	38
Lähdeluettelo.....	39
Liitteet.....	40

## Lyhyenteiden ja termien luettelo

$M_{v_{rotor}}$	roottorin akselivääntömomentti, Nm
$P_{gen}$	Aksiaalivuogeneraattorin sähköinen nimellisteho, kW
$P_n$	Nimellinen teho
$F_{gen}$	generaattorin sähköinen taajuus
$I_{ph}$	generaattorin vaihevirta
$U_{gen}$	generaattorin pääjännite
$n_{rotor}$	roottoriakselin nimellisyörimisnopeus, rpm
$\eta_{gen}$	generaattorin hyötysuhde
$air_{gap}$	roottorin ja staattorin levypaketin välinen ilmarako
$F_{a\ gen}$	roottorimagneettien aiheuttama aksiaalinen voima
$n_1$	käyttävän hammaspyörän suurin kierrosnopeus
$n_2$	käytettävän hammaspyörän suurin kierrosnopeus
$M_{v_1}$	Käyttävän hammaspyörän suurin vääntömomentti
$M_{v_2}$	Käytettävän hammaspyörän suurin vääntömomentti
$i$	välityssuhde
$\eta_{vaihte}$	vaihteen hyötysuhde
$T_{amb}$	ympäristön lämpötila
$r_{w1}, r_{w2}$	vierintäsäde
PMG	kestomagneettigeneraattori
U L-L	pääjännite

# 1 Johdanto

Tiivistelmässä mainitsemani lause ”Vaihdelaatikon suunnitteluprosessi on kokonaisuutena vaativa” pitää paikkansa, mutta myös suunnitteluprosessi on monipuolinen. Mielenkiintoisena esimerkkinä mainittakoon voiteluaineen valinta, josta olisi varmasti voinut kirjoittaa yhden opinnäytetyön.

Tässä työssä on pyritty käymään asioita perustasolla läpi sekä pitämään ne mahdollisimman yksinkertaisina. Asioiden yksinkertaistaminen johtaa yksinkertaisiin rakenteisiin, jotka ovat helppoja valmistaa ja kustannukset pysyvät alhaisina. Yksinkertaiset rakenteet ovat selkeämmin mitoitettavissa, näin ollen riskit suunnitteluvirheisiin pienenevät.

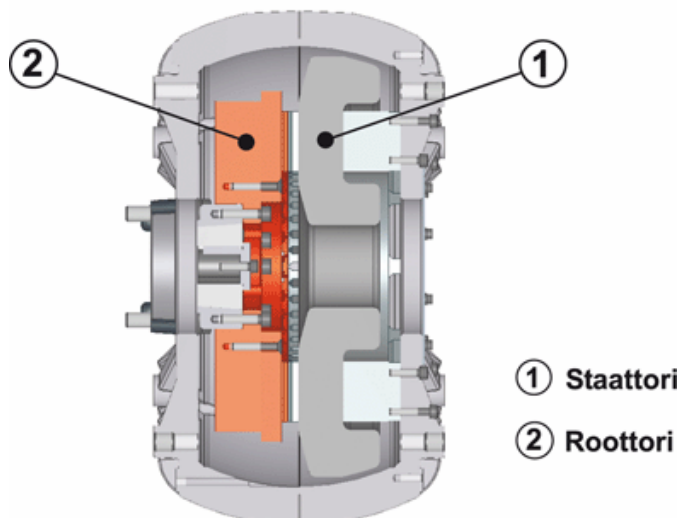
Tästä lopputyöstä saamani käytännön kokemus ja tieto antaa valmiudet siirtyä haastavampien suunnitteluprojektien kimppuun. Tämän työn yhtenä tarkoituksena olikin toimia ideoita antavana ohjeena myös muille, jotka haluavat suunnitella itse oman vaihteensa tai poimia aiheita omaan lopputyöhönsä.

## 2 Aksiaalivuogeneraattori

### 2.1 Generaattorin toiminta ja rakenne

Generaattori koostuu kahdesta osasta, jotka muuttavat liike-energian sähköksi, ne ovat staattori ja roottori. Roottoriin kiinniliimatut kestopagneetit indusoivat roottorin pyörimisliikkeessä staattorikäämitykseen virran. Yksinkertaisessa aksiaalivuogeneraattorissa roottorina on kestopagneettilevy, joka pyörii staattorin päädyssä. Tässä työssä on tarkoitus suunnitella vaihdelaatikko tämän roottorilevyn pyörytykseen.

Työssä käytetty generaattori on Axco Motorsin valmistama mekaaniselta rakenteeltaan yksipuolinen aksiaalivuokone. Aksiaalivuokoneen tarkempi rakenne selviää kuvasta 1. Kuvassa 1 on staattori ja roottori suljettuna valettuun suojarakenteeseen. Tämän tyyppinen kone on helppo integroida osaksi mekaanista kokonaisuutta, joka oli yksi generaattorin valintakriteereistä.



kuva 1. Aksiaalivuokoneen halkileikkauskuva (kuva: Axco Motors.  
<http://www.axcomotors.com/axial-flux-technology.html>) /1/.

## 2.2 Aksiaalivuokoneen tekniset ominaisuudet

Generaattorin valmistaja on ilmoittanut nimellisiksi suoritussarvoiksi:

U <sub>gen</sub>	400 V
P <sub>gen</sub>	3 kW
n <sub>gen</sub>	500 rpm
F <sub>gen</sub>	41,6 Hz
I <sub>ph</sub>	4,5 A
η <sub>gen</sub>	82 %
airgap	1,2 – 1,5 mm
F <sub>a gen</sub>	4 kN
$Mv_{rotor}$	68,2 Nm

Käytetyssä sähkökoneessa aksiaalivoima on suoraan verrannollinen staattorin ja roottorin ilmavälipinta-alaan. Aksiaalivoima vaikuttaa laakereiden käyttöikään, joka pääasiassa riippuu laakereihin kohdistuvista akselinsuuntaisista voimista.

Staattorin ja roottorin ilmaväliksi on valmistaja ilmoittanut 1,2 mm. Tällöin aksiaalivoiman  $F_{a gen}$  suuruudeksi on valmistaja ilmoittanut noin 4 kN voiman, joka pitää ottaa huomioon roottoriakselin laakerointia suunniteltaessa. Tässä rakenteessa magneettien aiheuttama voima pyrkii vetämään staattoria ja roottoria toisiinsa kiinni.

Aksiaalivuokestomagneettikone sopii hyvin tähän sovellukseen, koska siinä käytetään hidasta pyörimisnopeutta. Suuremmilla pyörimisnopeuksilla (>500 rpm), alkaa staattoripaketissa syntyä enemmän pyörrevirtahäviöitä, ja silloin on teknisesti perusteltua käyttää radiaalivuokonetta aksiaalivuokoneen sijaan.



### 3 Vaihdelaatikko

#### Yleistä

Hammaspyörillä välitetään pyörimisliikettä voimansiirtolaitteistossa akselilta toiselle muuntaen samalla tarvittaessa akselien pyörimisnopeutta sekä vääntömomenttia. Tässä työssä valittiin hammasvaihteeksi yhden hammaspyöräparin muodostama vinohampainen vaihde, joka toimii öljykylvyssä kiinteän runkorakenteen varassa.

Hammaspyöräksi päätettiin valita vinohampaiset hammaspyörät mm. seuraavien ominaisuuksien vuoksi: /5/.

- ne ovat kestävämpiä tyvilujuuden suhteen kuin suora-hampaiset
- ne pitävät pienempää ääntä

Hammaspyöriä ei alettu itse suunnittelemaan vaan prototyyppiin päätettiin käyttää valmiita teollisesti tuotettuja hammaspyöriä, jotka sopisivat lujuudellisesti ja tehonsiirron puolesta mahdollisimman hyvin toteutettavaan sovellukseen.

### 3.1 Vaihdelaatikon tekninen määrittely

Vaihdelaatikolle asetettiin vaatimuksia, joista osa tulee generaattorin mitoituksista ja osa käyttöön liittyvistä kokemuseräisistä vaatimuksista. Lähtökohtana oli rakenteellisesti edullisemman ja kevyemmän ratkaisun hakeminen vaihteettomaan ratkaisuun verrattuna.

Laakerin keskiarvoinen jatkuva kuormitus 10 vuoden kestoikävaatimuksen aikana on 25 % nimellisestä maksimikuormituksesta. Jatkuvan tilan kuormitusarvio perustuu kokemukseen ja hyvään arvaukseen.

Keskiarvot ovat ilmoitettu seuraavasti:

$n_{1ave}$	käyttävän pyörän keskiarvoinen pyörimisnopeus
$n_{2ave}$	käytettävän pyörän keskiarvoinen pyörimisnopeus
$Mv_{1ave}$	käyttävän pyörän keskiarvoinen vääntömomentti
$Mv_{2ave}$	käytettävän pyörän keskiarvoinen vääntömomentti

$n_1$	280 rpm
$n_2$	500 rpm
$n_{1ave}$	140rpm
$n_{2ave}$	250 rpm

$$Mv_1 \quad Mv_1 = \frac{Mv_2}{i} = \frac{68,2Nm}{0,56} = 122Nm \quad (1)$$

$$Mv_2 \quad 68,2 Nm$$

$$i \quad i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{280rpm}{500rpm} = 0,56 \quad (2)$$

$$Mv_{1ave} \quad Mv_{1ave} = 0,25 * Mv_1 = 0,25 * 122Nm = 30,5Nm \quad (3)$$

$$Mv_{2ave} \quad Mv_{2ave} = Mv_{1ave} * i = 30,5Nm * 0,56 = 17Nm \quad (4)$$

- $\eta_{vaihte}$  0,98 %
- Tamb -30 °C...+50 °C
- Käyttöaika 24 h
- Laakerien kestoikävaatimus 87600 h
- voiteluaineen vaihtoväli >10 v
- Pyörimissuunta käytävällä pyörällä edestä katsottuna myötäpäivään.

## 3.2 Hammaspyörien valinta

Teollisia hammaspyöriä valmistaa Japanissa KHK Kohara Gear Industry Co-niminen yritys. Yrityksen tuotteita markkinoi Suomessa Mekanex Oy. KHK Kohara Gear Industry Co-yrityksen tuotteet vaikuttivat laadukkailta, ja kotisivuilta löytyi paljon hyödyllistä tietoa hammaspyörävaihteen suunnitteluun liittyen.

### 3.2.1 Käytettävä hammaspyörä

Mitoitus aloitettiin pienemmästä pyörästä, koska sen vääntömomentin siirtokyky on isompaan verrattuna heikompi. Hammaspyörän soveltuvuus tarkistettiin valmistajan hammaspyörävalintaohjelman perusteella. Valinta suoritettiin kokeilemalla erilaisia vaihtoehtoja, joissa valintakriteereistä tärkeimpänä oli momentinsiirtokyky  $Mv_{rotor}$  68,2 Nm arvolla. Taulukosta 3.2-1 näkyy valintaohjelmaan syötetyt arvot lopulliselle hammaspyörälle, joiden perusteella ohjelmisto laskee hammaspyörän sallitut rasitukset.

Taulukko 3.2-1: Käytettävän hammaspyörän (KHG3-18R) tiedot syötettynä hammaspyörävalmistajan laskentaohjelmaan.

KHG3-18R Strength calculation of gears

Meshing Gear	<input checked="" type="radio"/> Helical Gears <input type="radio"/> Racks <input type="radio"/> Internal Gears			
Meshing number of teeth	18			
Meshing Face Width	25			
Meshing Surface finish	<input type="radio"/> Cut <input checked="" type="radio"/> Ground			
Rotating Speed	500 rpm			
Rotating Repeat	Above,10,000,000			
Dimension Factor of Root Stress	1.00			
	Impact from Prim Mover	Impact from Load Side of Machine		
		Uniformed Load	Medium impact	Heavy impact
	Uniformed Load	1.00	1.25	1.75
	Light impact	1.25	1.50	2.00
	Medium impact	1.50	1.75	2.25
Kinematic Viscosity of Lubricant	ISO VG 100			
Safety Factor	1.5			
Method of Gear shaft Support	<input type="radio"/> Bearing on One End <input checked="" type="radio"/> Bearing on Both Ends			
Direction of Load	<input type="radio"/> Undirectional <input checked="" type="radio"/> Directional			
Unit	<input type="radio"/> kgf <input checked="" type="radio"/> N			

Calculation result display Reset

Laskentaohjelman antama laskentatulokset taivutuksen (bending strenght) sekä pinnan kestävyys (surface durability) suhteen näkyy taulukosta 3.2-2. Tuloksista nähdään, että hammaspyörä on sopiva myös pinnankestävyyden suhteen ja se voitiin valita käytettäväksi pyöräksi.

Taulukko 3.2-2: Laskentaohjelman tulos käytettävälle (KHG3-18R) hammaspyörälle.

**Ground Helical Gears (KHG) [KHG3-18R] Strength Calculation (Output)**

[Calculation result]

--- Bending Strength [JGMA401-01] ---	
<b>Allowable Tangential Force(N)</b>	5055,6433
<b>Allowable torque(N·m)</b>	136,5024
<b>Allowable power (kW)</b>	7,1473

--- Surface Durability [JGMA402-01] ---	
<b>Allowable Tangential Force(N)</b>	2496,6531
<b>Allowable torque(N·m)</b>	67,4096
<b>Allowable power (kW)</b>	3,5296

### 3.2.2 Käyttävä hammaspyörä

Käyttävän hammaspyörän  $z_1$ , hampaiden lukumäärä saadaan laskettua kaavalla (3).

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{18}{0,56} = 32,14 \approx 32 \quad (3)$$

Käyttäväksi hammaspyöräksi valittiin KHG3-32L-hammaspyörä. Hammaspyörän kestävyys tarkistettiin valmistajan laskentaohjelmalla. Taulukossa 3.2-3 näkyy laskentaohjelmaan syötetyt arvot lopulliselle käyttävälle hammaspyörälle, joiden perusteella ohjelmisto laskee hammaspyörän sallitut rasitukset.

Taulukko 3.2-3: Käyttävän hammaspyörän KHG3-32L laskentaohjelman syöttöarvot.

#### KHG3-32L Strength calculation of gears

Meshing Gear	<input checked="" type="radio"/> Helical Gears <input type="radio"/> Racks <input type="radio"/> Internal Gears																				
Meshing number of teeth	32																				
Meshing Face Width	25																				
Meshing Surface finish	<input type="radio"/> Cut <input checked="" type="radio"/> Ground																				
Rotating Speed	280 rpm																				
Rotating Repeat	Above,10,000,000																				
Dimension Factor of Root Stress	1.00																				
	<table><tr><td>Impact from Prim Mover</td><td colspan="3">Impact from Load Side of Machine</td></tr><tr><td></td><td>Uniformed Load</td><td>Medium impact</td><td>Heavy impact</td></tr><tr><td>Uniformed Load</td><td>1.00</td><td>1.25</td><td>1.75</td></tr><tr><td>Light impact</td><td>1.25</td><td>1.50</td><td>2.00</td></tr><tr><td>Medium impact</td><td>1.50</td><td>1.75</td><td>2.25</td></tr></table>	Impact from Prim Mover	Impact from Load Side of Machine				Uniformed Load	Medium impact	Heavy impact	Uniformed Load	1.00	1.25	1.75	Light impact	1.25	1.50	2.00	Medium impact	1.50	1.75	2.25
Impact from Prim Mover	Impact from Load Side of Machine																				
	Uniformed Load	Medium impact	Heavy impact																		
Uniformed Load	1.00	1.25	1.75																		
Light impact	1.25	1.50	2.00																		
Medium impact	1.50	1.75	2.25																		
Kinematic Viscosity of Lubricant	ISO VG 100																				
Safety Factor	1.5																				
Method of Gear shaft Support	<input type="radio"/> Bearing on One End <input checked="" type="radio"/> Bearing on Both Ends																				
Direction of Load	<input type="radio"/> Undirectional <input checked="" type="radio"/> Directional																				
Unit	<input type="radio"/> kgf <input checked="" type="radio"/> N																				

Calculation result display

Reset

Laskentaohjelman antama laskentatulokset taivutuksen (bending strength) sekä pinnan kestävyys (surface durability) suhteen näkyy taulukosta 3.2-4. Näistä tuloksista selviää, että hammaspyörä on sopiva myös pinnankestävyyden suhteen ja se voitiin valita käyttäväksi pyöräksi.

Taulukko 3.2-4: Laskentaohjelman antama tulos käyttävälle (KHG3-32L) hammaspyörälle.

**Ground Helical Gears (KHG) [KHG3-32L] Strength Calculation (Output)**

[Calculation result]

--- Bending Strength [JGMA401-01] ---	
<b>Allowable Tangential Force(N)</b>	6316,1021
<b>Allowable torque(N·m)</b>	303,1729
<b>Allowable power (kW)</b>	8,8896

--- Surface Durability [JGMA402-01] ---	
<b>Allowable Tangential Force(N)</b>	5044,3392
<b>Allowable torque(N·m)</b>	242,1283
<b>Allowable power (kW)</b>	7,0996

### 3.2.3 Hampaisiin kohdistuvat voimat

Kuvassa 2 on esitetty hampaisiin kohdistuvat voimat suurimmilla mahdollisilla akseleiden vääntömomenttien arvoilla. /5/.

$$M_{v_1} = 122 Nm$$

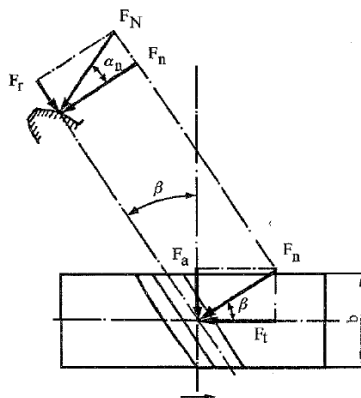
$$M_{v_2} = 68,2 Nm$$

$$r_{w1} = 48 mm$$

$$r_{w2} = 27 mm$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 21,3^\circ$$



kuva 2: Hammaspyörän hampaaseen kohdistuvat voimat. /5/.

Kehävoima

$$F_{t_1}, F_{t_2} = M_{v_1} / r_{w1} = M_{v_2} / r_{w2} = 122 Nm / 0,048 m = 2541 N \quad (4)$$

Säteittäisvoima

$$F_{r_1}, F_{r_2} = F_t / \tan \alpha = 2541 N \times \tan 20^\circ = 925 N \quad (5)$$

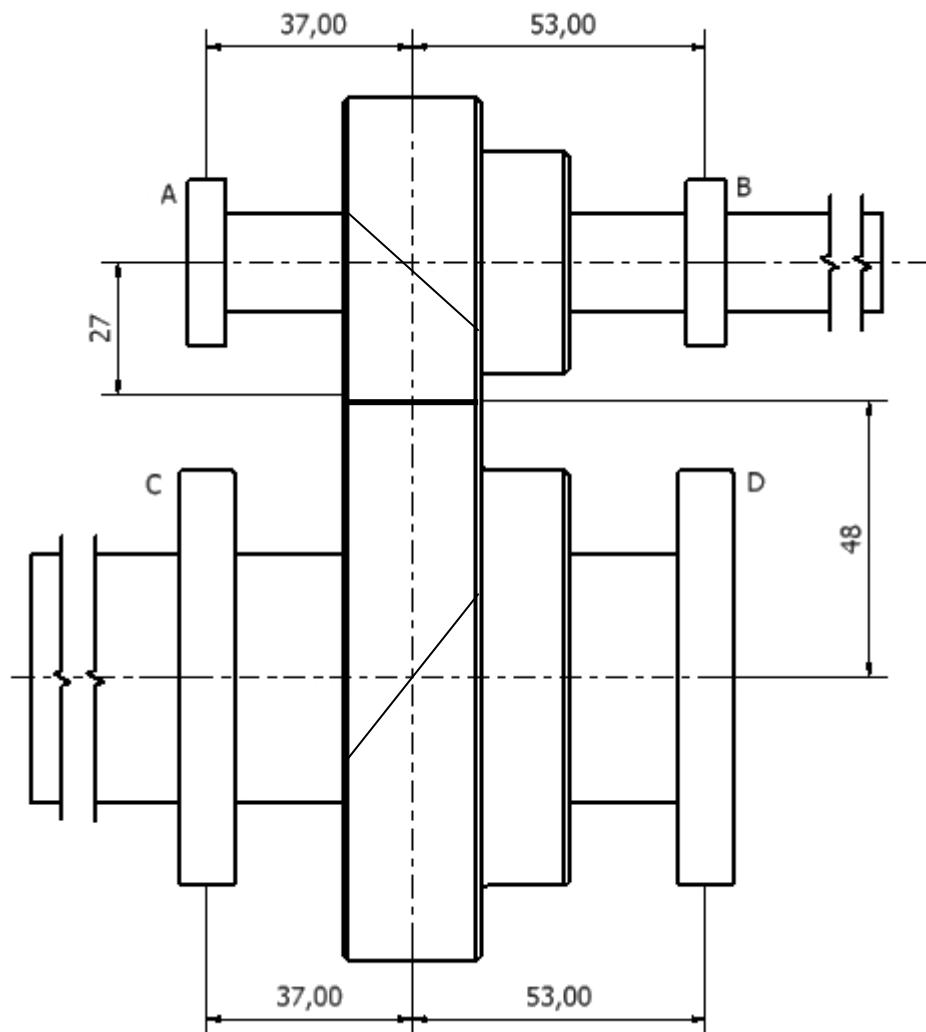
Aksiaalivoima

$$F_{a_1}, F_{a_2} = F_t \times \tan \beta = 2541 N \times \tan 21,3^\circ = 991 N \quad (6)$$



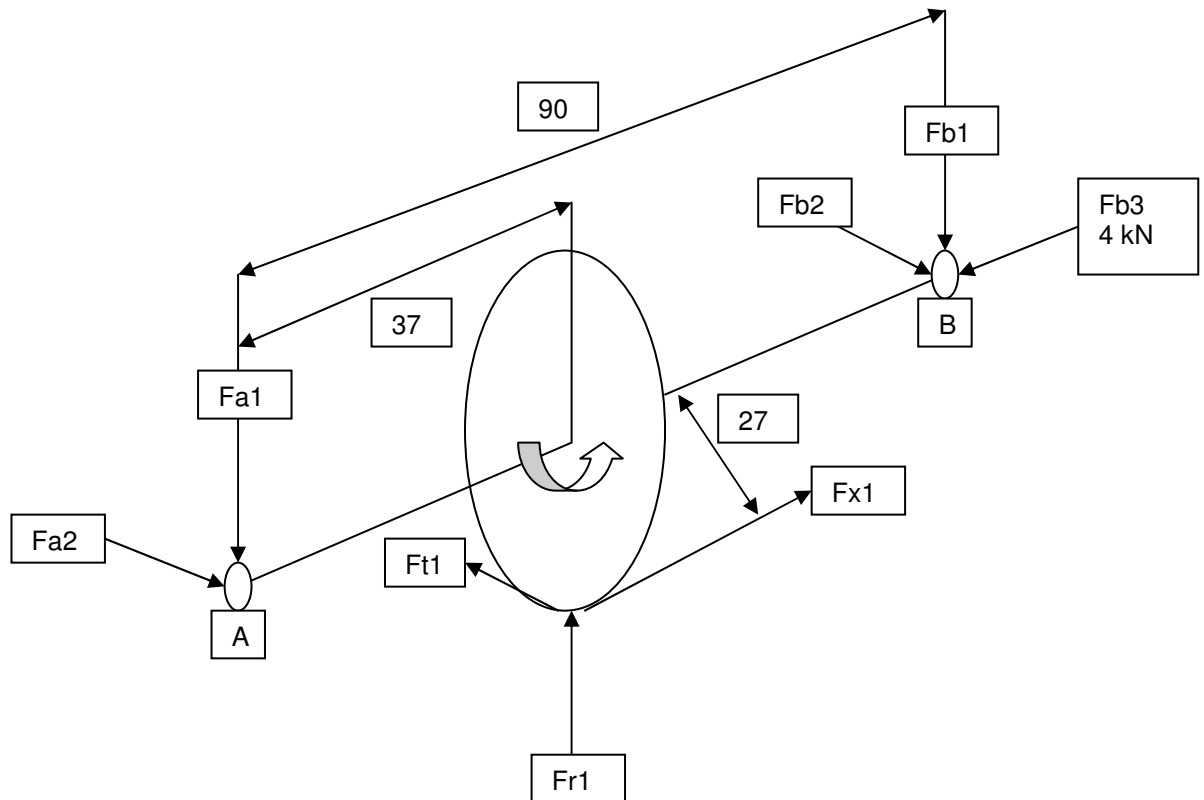
### 3.3 Laakereiden rasitukset

Ennen laakereiden valintaa laskettiin laakereihin kohdistuvat voimat suurimmalla kuormituksella, joka esiintyy kestoiän aikana. Kuvassa 3 on ilmoitettu laakereiden etäisyydet hammaspyöristä. Laakerit A ja D ovat vapaita, B ja C ovat ohjaavia.



Kuva 3. Laakereiden etäisyydet hammaspyöristä.( Ville Ristimäki)

### 3.3.1 Voimakuviot



Kuva 4: Käytettävän roottoriakselin voimakuvio (Ville Ristimäki).

Pystyleikkauksessa:

$$MA : -Fb1 * 0,090 + Fr1 * 0,037 + Fx1 * 0,027 = 0 \quad (7)$$

$$MB : Fa1 * 0,09 - Fr1 * 0,053 + Fx1 * 0,027 = 0 \quad (8)$$

$$Fb1 = \frac{-Fr1 * 0,037 - Fx1 * 0,027}{0,09} = \frac{-925N * 0,037 - 991N * 0,027}{0,09} = -678N \quad (9)$$

$$Fa1 = \frac{Fr1 * 0,053 - Fx1 * 0,027}{0,09} = \frac{925N * 0,053 - 991N * 0,027}{0,09} = 248N \quad (10)$$

Vaakaleikkauksessa:

$$Ma : -Fb2 * 0,09 + Ft1 * 0,037 = 0 \quad (11)$$

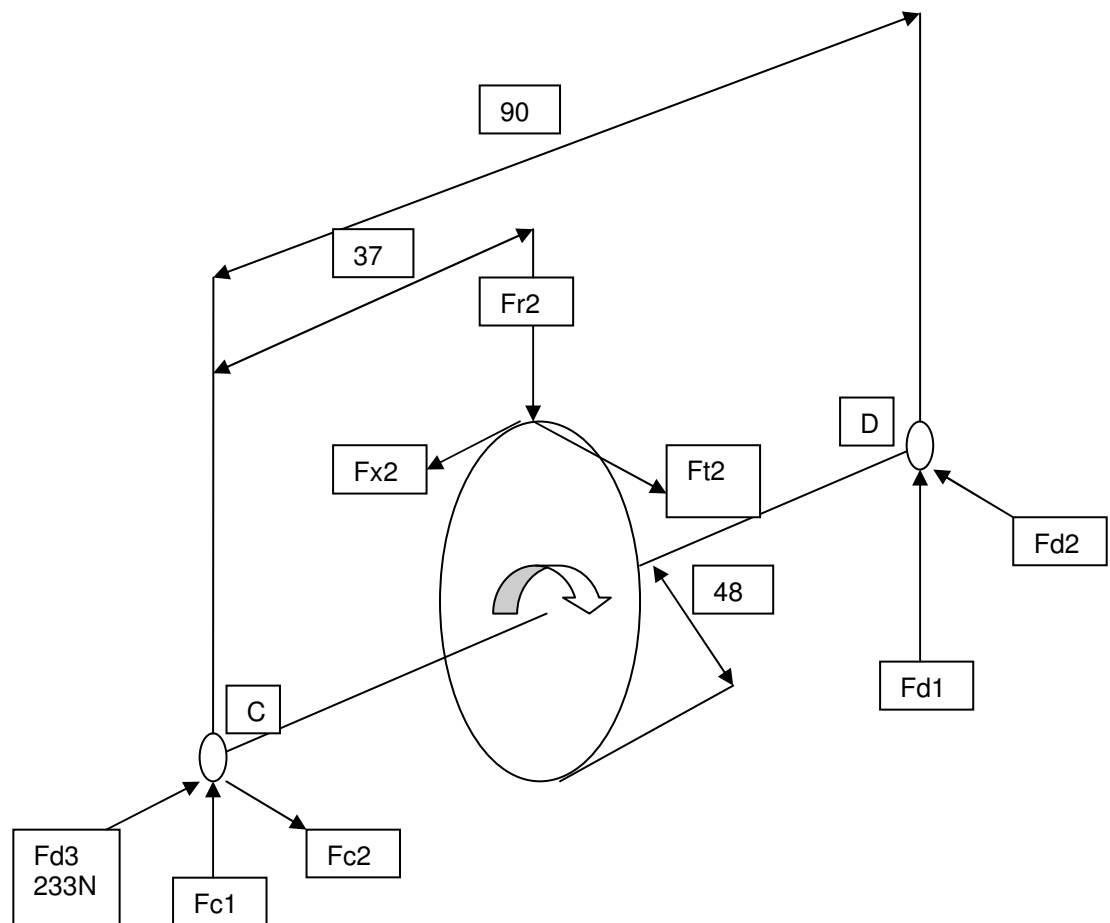
$$Fb2 = \frac{-Ft1 * 0,037}{0,09} = \frac{-2541 * 0,037}{0,09} = -1045N \quad (12)$$

$$Fa2 = Ft1 - Fb1 = 2541 - 1045N = 1496N \quad (13)$$

Yhdistetyt säteiskuormat laakereille A ja B:

$$A = Far = \sqrt{Fa1^2 + Fa2^2} = \sqrt{248^2 N + 1496^2 N} = 1516 N \quad (14)$$

$$B = Fbr = \sqrt{Fb1^2 + Fb2^2} = \sqrt{678^2 N + 1045^2} = 1245 N \quad (15)$$



Kuva 5: Käyttävän akselin voimakuvio (Ville Ristimäki).

Pystyleikkauksessa:

$$MC : -Fd2 * 0,090 - Fr2 * 0,037 + Fx2 * 0,048 = 0 \quad (16)$$

$$MD : -Fc2 * 0,09 + Fr2 * 0,053 + Fx2 * 0,027 = 0 \quad (17)$$

$$Fd1 = \frac{Fr2 * 0,037 - Fx2 * 0,048}{0,09} = \frac{925 N * 0,037 - 991 N * 0,048}{0,09} = 83 N \quad (18)$$

$$Fc1 = \frac{Fr2 * 0,053 + Fx2 * 0,027}{0,09} = \frac{925 N * 0,053 + 991 N * 0,048}{0,09} = 1073 N \quad (19)$$

Vaakaleikkauksessa:

$$MC : Fd2 \cdot 0,09 - Ft2 \cdot 0,037 = 0 \quad (20)$$

$$Fd2 = \frac{Ft2 \cdot 0,037}{0,09} = \frac{2541 \cdot 0,037}{0,09} = 1045N \quad (21)$$

$$Fc2 = Ft2 - Fb2 = 2541 - 1045N = 1496N \quad (22)$$

Yhdistetyt säteiskuormat laakereille C ja D:

$$C = Fcr = \sqrt{Fc1^2 + Fc2^2} = \sqrt{1073^2 N + 1496^2 N} = 1841N \quad (23)$$

$$D = Fdr = \sqrt{Fd1^2 + Fd2^2} = \sqrt{83^2 N + 1045^2} = 1048N \quad (24)$$

### 3.4 Laakereiden valinta

Laakerit mitoitettiin vierintäväsytymisen suhteen. Valitut laakerit löytyivät SKF:n valikoimista.

Laakerin valintalaskuissa voimat redusoiitiin kestoiän suurimmista voimista kestoiän keskiarvon tasolle. Akseleiden pyörimisnopeudet ovat vastaavasti ilmoitettu koko kestoiän keskiarvona.

$$n_{1ave} \quad 140\text{rpm}$$

$$n_{2ave} \quad 250 \text{ rpm}$$

#### Laakeri A

$$\left(\frac{C}{P}\right) = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1000000}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 250 \cdot 87600}{1000000}} = 10,95 \quad (25)$$

Laakerin A (d = 17 mm) suurin kuormitus kestoiän 87600 h aikana.

$$P = Far = 1516N \quad (26)$$

Kantavuusluvun C minimiarvo on

$$C = 10,95 \cdot Far_{ave} = 10,95 \cdot 379N = 4,15kN \quad (27)$$

Ensimmäinen soveltuva laakeri on 61903, jolle C = 4,62 kN > 4,15 kN. Laakeriksi valittiin 61903.

## Laakeri D

$$\left(\frac{C}{P}\right) = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{1000000}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 140 \cdot 87600}{1000000}} = 9,02 \quad (28)$$

Laakerin D (d = 25 mm) suurin kuormitus kestoiän 87600 h aikana.

$$P = Fdr = 1048N \quad (29)$$

Kantavuusluvun C minimiarvo on

$$C = 9,02 \cdot Fdr_{ave} = 9,02 \cdot 262N = 2,37kN \quad (30)$$

Ensimmäinen soveltuva laakeri on 61805, jolle C = 4,36 kN > 2,37 kN. Laakeriksi valittiin 61805.

## Laakeri B

Ohjaavana laakeri B kantaa aksiaalkuorman Fb3, 4 kN, ja hammaspyörästä aiheutuvan voiman Fx1 erotuksen. Mitoituksen kannalta ollaan turvallisella puolella, kun käytetään laakerin aksiaalivoimana voimaa Fb3, 4kN. Suuren aksiaalisen kuormituksen takia laakerina käytettiin kartiorullalaakeria.

Valitaan alustavasti laakeriksi B (d = 45 mm) 33108/Q, jolle Co = 104000 kN ja C = 79,2 kN.

Arvot syötettiin SKF:n sivuilla olevaan laskentaohjelmistoon (kuva 6).

Bearing	33108/Q		
C [kN]	79.2		
Co [kN]	104		
Fr [kN]	0.31		
Fa [kN]	4		
<button>Calculate</button>			
e	0.35	Xo	0.5
X	0.4	Yo	0.9
Y	1.7	Po [kN]	3.75
P [kN]	6.92		
L10 [Mrev]	3370		

Kuva 6: SKF laskentaohjelman antama tulos 33108/Q laakerille.

SKF on ilmoittanut ohjaavan laakerin kuormituksen (tehollisvoima), P seuraavasti:

$$P = 0,4 * Fr + y * Fa = 0,4 * 0,31kN + 1,7 * 4kN = 6,92kN \quad (31)$$

Kantavuusluku C:

$$C = 10,95 * P = 10,95 * 6,92kN = 75,8kN \quad (32)$$

Vaatus on 75,8 kN ja laakeri 33108/Q kestää 79,2 kN. Laakeriksi valittiin 33108/Q.

## Laakeri C

Ohjaava laakeri C kantaa aksiaalikuorman Fb3, 1 kN, ja hammaspyörästä aiheutuvan voiman Fx2 erotuksen. Mitoituksen kannalta ollaan turvallisella puolella, kun käytetään laakerin aksiaalivoimana voimaa Fd3, 1 kN.

Valitaan alustavasti laakeriksi C (d = 40 mm) 61808, jolle Co = 3,45 kN ja C = 4,94 kN.

Arvot syötettiin SKF:n sivuilla olevaan laskentaohjelmistoon (kuva 7).

See section "[Equivalent dynamic bearing load](#)"  
See section "[Equivalent static bearing load](#)"

Bearing

C [kN]

Co [kN]

f0

Fr [kN]

Fa [kN]

☒ Single bearing  
☐ Two bearings in tandem  
☐ Two bearings back-to-back or face-to-face

☒ Normal clearance  
☐ C3 clearance  
☐ C4 clearance

e	<input type="text" value="0.223"/>	X0	<input type="text" value="0.6"/>
X	<input type="text" value="0.56"/>	Y0	<input type="text" value="0.5"/>
Y	<input type="text" value="1.97"/>	P0 [kN]	<input type="text" value="0.46"/>
P [kN]	<input type="text" value="0.716"/>		
L10 [Mrev]	<input type="text" value="7160"/>		

Kuva 7: SKF laskentaohjelman antama tulos 61908 laakerille.

SKF on ilmoittanut ohjaavan laakerin kuormituksen (tehollisvoima),  $P$  seuraavasti:

$$P = X * Fr + Y * Fa = 0,56 * 0,46kN + 1,97 * 0,233kN = 0,716kN \quad (33)$$

Kantavuusluku  $C$ :

$$C = 9,02 * P = 9,02 * 0,716kN = 6,46kN \quad (34)$$

Vaatus on 6,46 kN ja laakeri 61908 kestää 13,8 kN. Laakeriksi valittiin 61908.

## 4 Akseleiden ja hammaspyörien kiilaliitokset

Hammaspyörän kiinnityksessä akseliin päätettiin käyttää kiilaliitosta. Kiilatyypiksi valittiin muotosulkeinen tasakiila. Kiilaliitokselle asetettiin seuraavia vaatimuksia, jotka kiilaliitos pystyy myös täyttämään. /5/.

- helposti purettava, tarkka liitos
- hammaspyörän on liikuttava pitkittäissuunnassa akselilla, mutta pyörittävä akselin mukana.

### 4.1 Akseleiden kiilaliitosten mitoitus

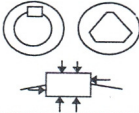

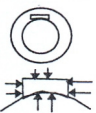
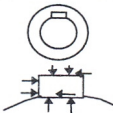
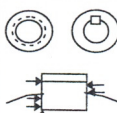
Kummankin akselin tasakiilan mitoitus tehtiin SFS 2636 mitoituksen mukaan. Laskuissa akselit on erotettu toisistaan nimeämällä akselit turpiiniakseliksi ja roottoriakseliksi. Turpiiniakselilla on isompi 32-hampainen ja roottoriakselilla 18-hampainen hammaspyörä.

Taulukko 4-1

**Taulukko 4.3-6.** Sallitut pintapaineet  $p_{sall}$  muoto- ja kitkasulkeisille akselin ja navan välisille kiila- ja profiiliakseliliitoksille. Kiilan aine on teräs Ck45 eli runsashiilinen teräs (3, taulukko A12.1), a) navan peruspaine ja b) sallitut paineet.

a) Navan peruspaine $p_0$ (MPa) ja navan aine						
teräs valuteräs	harmaa valurauta	pallografiit- ti valurauta	pronssi messinki	AlCuMg, erkautettu	AlMg, AlMn AlMnSi, erk.	G-AlSi G-AlSiMg
150	90	110	50	100	90	70
200, karkaistut pinnat						

Taulukko 4-2

b) Sallitut pintapaineet $p_{sall} = C p_0$					
Kuormitus	Aksiaalisuunnassa kitka- ja kehä- suunnassa muoto- sulkeisetkiilat, profiiliakselit	Tangentti- kiilat	Kitkasulkeiset kiilat (kiila na- van urassa sile- ää akselia vas- ten)	Kitkasulkeiset kiilat (kiila na- van urassa ta- sattua akselia vasten)	Tasakiilat,aksi- aalisuunnassa uritettut tai hammastetut profiiliakselit
Yksisuuntainen kuormitus, lepo- kuormitus	$1,1 p_0$	-	$0,15 p_0$	$0,17 p_0$	$0,8 p_0$
Yksisuuntainen kuormitus, kevyi- tä iskuja	$1,0 p_0$	-	$0,15 p_0$	$0,17 p_0$	$0,7 p_0$
Yksisuuntainen kuormitus, kovia iskuja	$0,75 p_0$	-	$0,1 p_0$	$0,11 p_0$	$0,6 p_0$
Vaihtosuuntainen kuormitus, kevyitä iskuja	$0,6 p_0$	$1,0 p_0$	-	-	$0,45 p_0$
Vaihtosuuntainen kuormitus, kovia iskuja	$0,45 p_0$	$0,7 p_0$	-	-	$0,25 p_0$
Liitoksen poikki leikkaus ja kiilan vk-malli					



## Taulukko 4-3

**Taulukko 4.3-8.** Tasakiilojen päämittoja standardin SFS 2636 mukaan. Kiilan pituus  $l = 1,5$  d, tavallisesti  $0,7 d < l < 2,5 d$ .

Leveys b, h9	2 3 4	5 6 8	10 12 14 16 18	20 22 25 28 32	36 40 45 50	56 63 70	80 90 100
Korkeus h	2 3 4	5 6 7	8 8 9 10 11	12 14 14 16 18	20 22 25 28	32 32 36	40 45 50
Viiste g min	0,16	0,25	0,40	0,60	1,00	1,00	2,50
max	0,25	0,40	0,60	0,80	1,30	1,30	3,00
Akselin >	6 8 10	12 17 22	30 38 44 50 58	65 75 85 95 110	130 150 170 200	230 260 290	330 380 440
halk. d ≤	8 10 12	17 22 30	38 44 50 58 65	75 85 95 110 130	150 170 200 230	260 290 330	380 440 500
b (nim)	2 3 4	5 6 8	10 12 14 16 18	20 22 25 28 32	36 40 45 50	56 63 70	80 90 100
Akselin ura t <sub>1</sub>	1,2 1,8 2,5	3 3,5 4	5 5 5,5 6 7	7,5 9 9 10 11	12 13 15 17	20 20 22	25 28 31
Navan ura t <sub>2</sub>	1 1,4 1,8	2,3 2,8 3,3	3,3 3,3 3,8 4,3 4,4	4,9 5,4 5,4 6,4 7,4	8,4 9,4 10,4 11,4	12,4 12,4 14,4	15,4 17,4 19,5

## Turpiiniakselin kiilaliitos

Lähtötiedot:

- Akselin halkaisija 25 mm
- Peruspaine  $P_o = 150$  MPa (taulukko 4-1).
- Kuormitus on yksisuuntaista lepokuormitusta, paine  $P_n = 0,8P_o = 120$  MPa (taulukko 4-2)
- Kiilan pituus 40 mm, hammaspyörän uran syvyys  $t_2 = 3,3$  mm (taulukko 4-3)
- Akselin uran syvyys  $t_1 = 4$  mm (taulukko 4-3)
- Kiilan  $b = 8$  ja  $h = 7$  (taulukko 4-3)

Navan välittämä vääntömomentti

$$M_{v,nturp} = p_n l t_2 \frac{1}{2} (d - t_2)$$

$$= 120 \text{ MPa} \cdot 0,04 \text{ m} \cdot 0,0033 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot (0,025 - 0,0033) \text{ m} = 172 \text{ Nm} \quad (35)$$

Akselin välittämä vääntömomentti on

$$M_{v,aturp} = p_a l t_1 \frac{1}{2} (d - t_1)$$

$$= 120 \text{ MPa} \cdot 0,04 \text{ m} \cdot 0,004 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot (0,025 - 0,004) \text{ m} = 201 \text{ Nm} \quad (36)$$

Kiilan välittämä vääntömomentti.

- kiilan  $R_m = 600$  MPa,  $R_e = 500$  MPa
- varmuusluku  $N = 1,5$ ,  $\tau_{sall} = 0,58 \cdot R_e / N = 0,58 \cdot 500 / 1,5 = 200$  MPa
- $A = bl$

$$M_{v,krotor} = \tau A \frac{1}{2} d$$

$$= 200 \text{ MPa} \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,04 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,025 \text{ m} = 800 \text{ Nm} \quad (38)$$

## Roottoriakselin kiilaliitos

Lähtötiedot:

- Akselin halkaisija 18 mm
- Peruspaine  $P_o = 150 \text{ MPa}$  (taulukko 4-1).
- Kuormitus on yksisuuntaista lepokuormitusta, paine  $P_n = 0,8P_o = 120 \text{ MPa}$  (taulukko 4-2)
- Kiilan pituus 40 mm, hammaspyörän uran syvyys  $t_2 = 3,3 \text{ mm}$  (taulukko 4-3)
- Akselin uran syvyys  $t_1 = 4 \text{ mm}$  (taulukko 4-3)
- Kiilan  $b = 8$  ja  $h = 7$  (taulukko 4-3)

Navan välittämä vääntömomentti

$$M_{v,nrotor} = p_n l t_2 \frac{1}{2} (d - t_2)$$

$$= 120 \text{ MPa} \cdot 0,04 \text{ m} \cdot 0,0033 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot (0,018 - 0,0033) \text{ m} = 116 \text{ Nm} \quad (39)$$

Akselin välittämä vääntömomentti

$$M_{v,arotor} = p_a l t_1 \frac{1}{2} (d - t_1)$$

$$= 120 \text{ MPa} \cdot 0,04 \text{ m} \cdot 0,004 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot (0,018 - 0,004) \text{ m} = 134 \text{ Nm} \quad (40)$$

Kiilan välittämä vääntömomentti.

- kiilan  $R_m = 600 \text{ MPa}$ ,  $R_e = 500 \text{ MPa}$
- varmuusluku  $N = 1,5$ ,  $\tau_{sall} = 0,58 \cdot R_e / N = 0,58 \cdot 500 / 1,5 = 200 \text{ MPa}$
- $A = bl$

$$M_{v,krotor} = \tau A \frac{1}{2} d$$

$$= 200 \text{ MPa} \cdot 0,008 \text{ m} \cdot 0,04 \text{ m} \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,018 \text{ m} = 576 \text{ Nm} \quad (42)$$

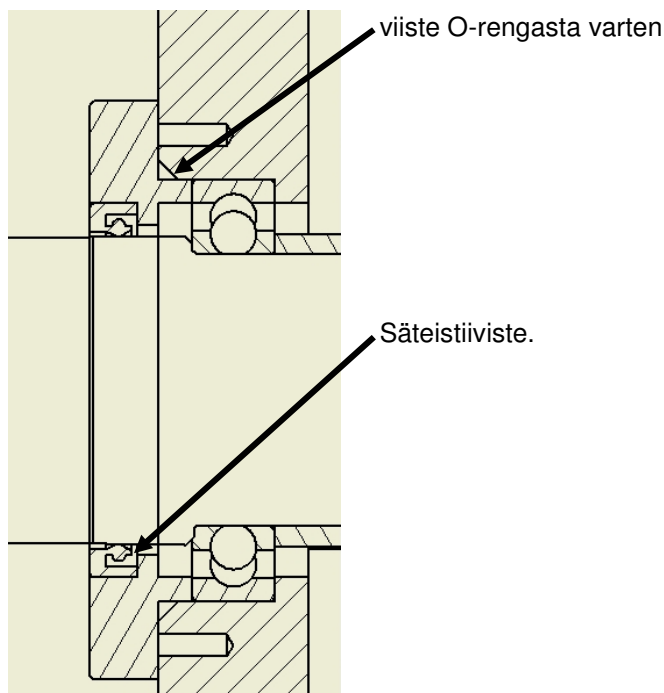
## 5 Tiivisteet ja voiteluaineet

### 5.1 Laakerilaippojen O-renkaat ja akselitiivisteet

Turpiini- ja roottoriakselin laakereiden (C ja B) pidätinlaippojen tiivisterenkaiksi valittiin Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG:n valmistamat O-renkaat. Näiden O-renkaiden tarkoituksena oli tiivistää vaihdelaatikon rungon ja pidätinlaipan väli. O-renkaiden mitoitus tehtiin valmistajan *"Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG ; technical manual ; 2007 ; Technical principles / O-rings and static seals"* ohjeen mukaisesti. /2/

Akselitiivisteiksi valittiin säteisakselitiivisteet, tiivisteiden tarkoitus oli estää öljyn valuminen ulos vaihdelaatikosta akselin kautta. Akselin ja tiivistyksen vaatimuksia /5/ :

- Tiivisteeltä vaaditaan öljyn- ja lämpötilankestoisuutta  $-40\text{ °C} \dots +80\text{ °C}$
- Akselin pinnankarheus tiivisteiden kohdalta  $Ra = 0,2 \dots 0,8\text{ }\mu\text{m}$



Kuva 8. Laakerin pidätinlaipan ja akselin tiivistyksen periaatekuva.

## 5.2 Vaihteiston laakereiden ja hammaspyörrien voitelu

Laakerit A, C ja D (kuva 3) toimitettiin suljettuina ja kestopoideltuina. Kartiorullalaakeri B on tyypiltään avoin ja sen voitelu tapahtuu hammaspyörrien voiteluaineella. Seuraavissa kappaleissa on käsitelty hammaspyörrien voiteluun liittyviä asioita.

### Voiteluaineen valinnan perusteita

Lawrence G. Ludwig on listannut artikkelissaan

<http://www.machinerylubrication.com/Read/707/enclosed-gear-drives> , taulukkoon 5.2-1 erilaisia näkökohtia vaihteen voiteluaineen valintaan. /3/.

Taulukko 5.2-1: teollisen vaihteen voiteluaineen valintaan liittyviä näkökohtia.

<http://www.machinerylubrication.com/Read/707/enclosed-gear-drives> )

Factor	Requirement
Gearing type <ul style="list-style-type: none"><li>• Spur and bevel</li><li>• Helical and spiral bevel</li><li>• Hypoid</li><li>• Worm</li></ul>	Low slide, low speed Moderate slide, moderate to high loading High slide, high loading Excessive sliding, moderate to high loading
Loading	Highly loaded industrial gear drives require the use of extreme pressure gear lubricants.
Surface finish	Rougher surfaces require high-viscosity oils, smoother surfaces can use lower viscosity oils.
Transmitted power	As load is increased, viscosity must be increased.
Gear speed	The higher the speed of the gear drive, the lighter the viscosity needs to be.
Materials compatibility	Some types of extreme pressure additives can attack yellow metals such as brass and bronze.
Temperature	The industrial gear lubricant's viscosity must be selected based on the lowest and highest operating and/or ambient temperature experienced.

## Viskositeetti

Lawrence G. Ludwig kertoo artikkelissaan

<http://www.machinerylubrication.com/Read/707/enclosed-gear-drives> että viskositeetti on yksi tärkeimmistä ominaisuuksista voiteluöljyssä. Hänen kertoman mukaansa viskositeetin tehtävänä on pitää oikean paksuinen öljykalvo hammaspyörrien ja laakereiden kosketuspintojen välissä hydrodynaamisen voitelun aikana. Viskositeetti mahdollistaa voiteluaineen virtauksen kuljettaa kitkan aiheuttama lämpö pois rasituksen alla olevista kosketuspinnista. /3/.

Lawrence G. Ludwig mainitsee artikkelissaan

<http://www.machinerylubrication.com/Read/707/enclosed-gear-drives> että korkeamman viskositeetin omaava voiteluöljy mahdollistaa suuremman rasituksen hammaspyörille, joka mahdollistaa suuremman tehon ulos saamisen vaihteesta. Hänen mukaansa liian korkea viskositeettisen öljyn käyttö lisää ylimääräisen lämpötilan nousua, lisääntyviä tehohäviöitä, hyötysuhteen laskua ja heikkoa öljyn kiertoa. /3/.

## Viskositeetin valinta

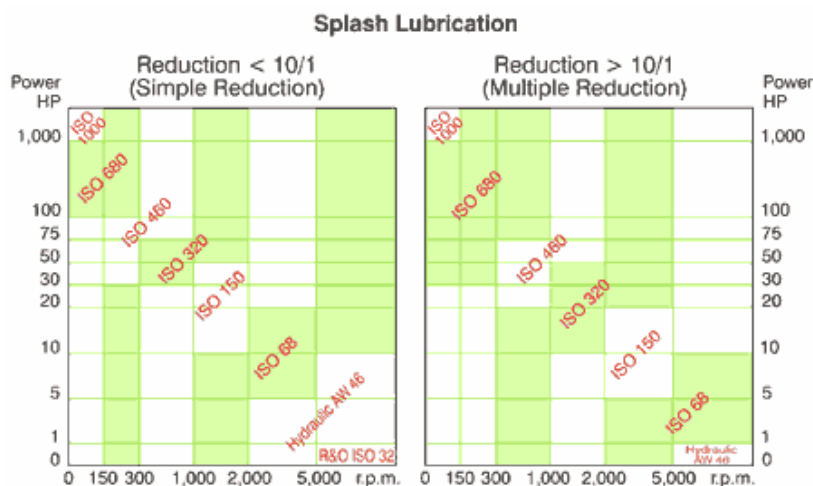
Lawrence G. Ludwig mainitsee artikkelissaan

<http://www.machinerylubrication.com/Read/707/enclosed-gear-drives> erilaisia viskositeetin valintatapoja.

AGMA 9005-E02 " industrial Gear lubrication" standardista mukaan, taulukon 5.2-2 avulla voidaan karkeasti arvioida tarvittava viskositeetti kun tiedetään teho ja kierrosnopeus. Näistä kahdesta taulukosta valitaan tässä tapauksessa "Reduction <10/1". Tämä tarkoittaa vaihteen välityssuhdetta ja tässä tapauksessa se on alle 10.

taulukko 5.2-2: Viskositeetti tehon ja kierrosnopeuden mukaan.

<http://www.machinerylubrication.com/Read/707/enclosed-gear-drives> ,



Taulukon 5.2-2 mukaan pyörimisnopeuden ollessa 150-300 rpm, tehoalueella 30 hp, sopivan viskositeetin omaa ISO 320 öljy. ISO 320 tarkoittaa ISO-standardin mukaista teollisuusöljyn viskositeettia +40 °C lämpötilassa (cSt). ISO 320 öljyn viskositeetti on siis 320 cSt (centistokes).

Lawrence G. Ludwig kirjoittaman artikkelin

<http://www.machinerylubrication.com/Read/707/enclosed-gear-drives> mukaan viimeinen tapa valita öljyn viskositeetti on laskea se edellämainitun AGMA standardin mukaisella laskukaavalla (43). /3/.

Öljyn viskositeetti (cSt) + 40 °C lämpötilassa.

$$v_{40} = \frac{7000}{\sqrt{v_1}} = \frac{7000}{\sqrt{0,262 * 280 * 3,78}} = 420cSt \quad (43)$$

$v_{40}$  = Voiteluaineen kinemaattinen viskositeetti 40 °C (cSt)

$v_1$  = Hammaskehän nopeus muodossa:

$$v_1 = 0,262nd$$

missä  $n$  = käytävän hammaspyörän nopeus [rpm] ja  $d$  = hammaskehän halkaisija tuumissa.

## Öljy vai rasvavoitelu

Hammaspyörävalmistajan verkkoaineiston *Practical information of gears. Gear guide 2* [http://www.khkgears.co.jp/en/gear\\_technology/guide\\_info.html](http://www.khkgears.co.jp/en/gear_technology/guide_info.html). ohjeessa on mainittu, ettei ole olemassa yhtä ja oikeaa voiteluainetta sekä voitelutapaa. Valinta riippuu hammaspyörän kehänopeudesta ( $m/s$ ), pyörimisnopeudesta. Taulukossa 5.2-3 on esitetty eri voitelutyypppejä kehänopeuden funktiona. /4/.

Taulukko 5.2-3: vino-/suorahampaisten vaihteiden nopeusalueet: *Practical information of gears. Gear guide 2. Kohara gear industry co. ltd [viitattu 21.10.2010]* [http://www.khkgears.co.jp/en/gear\\_technology/guide\\_info.html](http://www.khkgears.co.jp/en/gear_technology/guide_info.html). /4/.

No.	Lubrication	Range of tangential speed $v$ (m/s)					
		0	5	10	15	20	25
1	Grease lubrication	←→					
2	Splash lubrication	←→					
3	Forced oil circulation lubrication	←					

Vaihteen käyttävän hammaspyörän kehänopeus ( $v$ ) on seuraava:

$$v = 2\pi \frac{n}{60} * r = 2\pi \frac{280rpm}{60} * 0,048 = 1,4m/s \quad (44)$$

jossa ( $r$ ) on käyttävän hammaspyörän säde (mm).

## Voiteluaineen valinta prototyyppiin

- Yleiset vaatimukset taulukon 5.2-1 mukaisesti
- AGMA 9005-E02 standardin viskositeetit (cSt), +40cels lämpötilassa taulukost 5.2-2 tai laskukaava (43) antamana.
- Toimintalämpötila: -40 °C...+60 °C
- rasva tai öljyvoitelu

### Rasvavoitelu

Rasvavoitelun ominaisuuksia:

- Rasvalla on parempi tarttuvuus pintoihin, mm. laakeripesät ja hammaspinnat.
- Tiivistyksen ei tarvitse olla yhtä hyvä kuin öljyvoitelussa.
- Teollisia voitelurasvoja on huonommin saatavilla kuin öljyjä.

Sopivan voitelurasvan huono saatavuus vaikutti lopulta siihen, että voiteluaineeksi valittiin öljy. Lopulliseen tuotteeseen voitelurasvan käyttö saattaisi olla järkevin ratkaisu ainakin tiivistyksen yksinkertaistamisen osalta.

### Öljyvoitelu

Vaihtoehtona oli käyttää teollista ISO-luokiteltua öljyä tai autoteollisuudesta löytyvää SAE-luokiteltua vaihteistoöljyä. SAE-luokiteltu öljy valittiin testeihin hyvän saatavuuden takia.

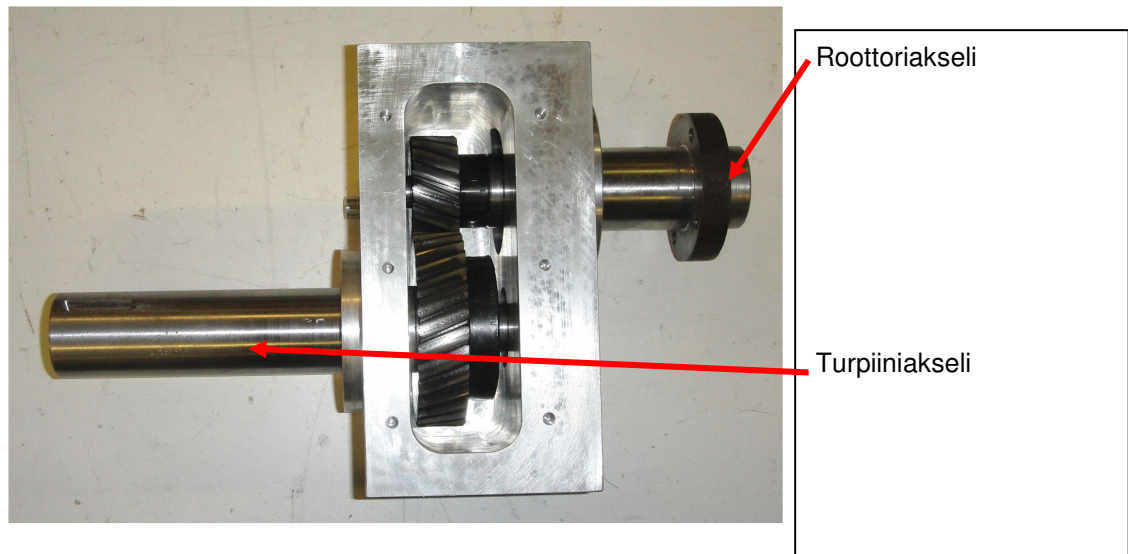
Liite 1 on vertailutaulukko eri öljystandardien välillä. Vasemmassa reunassa ovat ISO-luokitellut teollisuusöljyt ja oikeassa reunassa SAE-luokitellut vaihteistoöljyt. Liitteen 1 taulukosta nähdään että ISO 320-öljyä vastaava SAE-öljy on SAE 90.

SAE-luokituksessa viskositeetti on ilmoitettu seuraavasti: esim SAE 75W-90. SAE 75W tarkoittaa winter eli talvilaatua, se ja on tarkoitettu kylmiin olosuhteisiin. Viskositeetti on mitattu (-40 °C) lämpötilassa. Jälkimmäinen numerosarja 90 tarkoittaa viskositeettia censtistokeina +100 °C lämpötilassa. ISO- ja SAE-standardeissa öljyn viskositeetti mitataan eri lämpötiloissa.

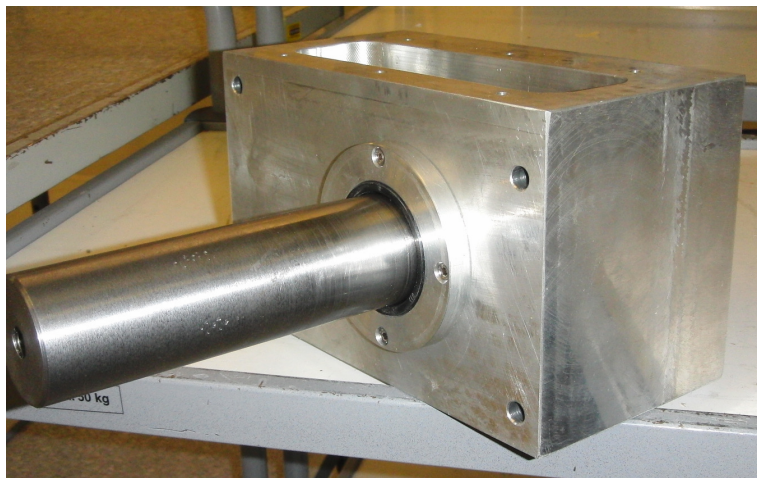
Lopputuloksena voiteluöljyksi valittiin autovaraosaliikkeestä saatava mobilube SHC SAE 75W-90. Tällä öljyllä saavutetaan juoksevuus vielä -40 °C lämpötilassa sekä riittävän suuri viskositeetti öljyn ollessa + 40 °C.



## 6 Valokuvia



Kuva 10. Vaihdelaatikko päältä. (Ville Ristimäki).

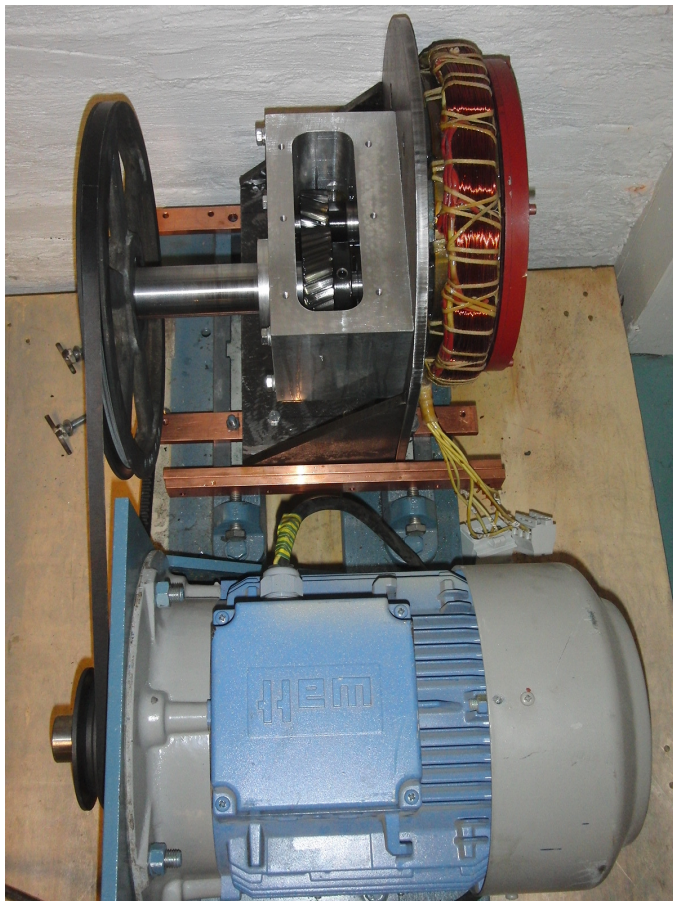


Kuva 11. Vaihdelaatikon turpiiniakselin tiivisty (Ville Ristimäki).

## 7 Tyypitestausta

### Testausjärjestely

Vaihte ja generaattori liitettiin toisiinsa sitä varten tehdyllä kokoonpanotelineellä. Tämä teline kiinnitettiin moottoripenkkiin. Vaihdelaatikon voimakoneena oli oikosulkumoottori, jota käytettiin taajuusmuuttajalla. Moottorin ja vaihdelaatikon välisenä voimansiirtona toimi kiilahihnavälitys. Kiilahihnavoimansiirron välityssuhde  $i = 0,324$ .



Kuva 12. Testijärjestelyn voimakone ja vaihte-PMG kokoonpano (Ville Ristimäki).

## 7.1 Visuaalinen tarkistus

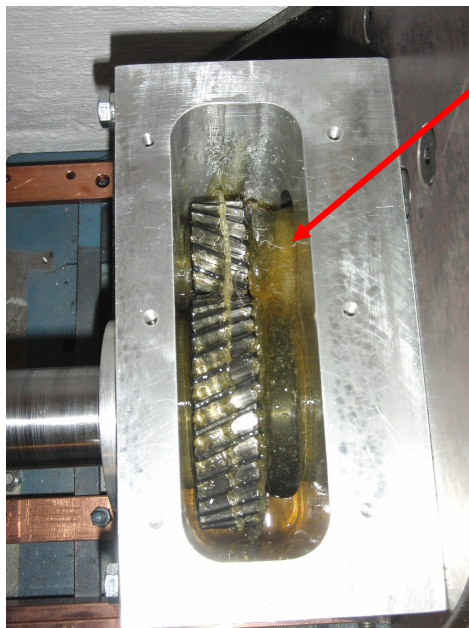
Visuaalisessa tarkistuksessa käytiin läpi seuraavat asiat:

- Hammasvällys : käsin pyöritettäessä pieni vällys→ok
- Sivuttainen suuntaus : silmällä ei huomaa eroa sivuttaisuuntauksessa→ok
- Öljypinta ja tiiveys : öljypinnan korkeus pohjasta 40 mm→ok
- Öljypinta nimellispyörimisnopeudella : pohjasta 20 mm→ok
- Roottoriakselin keskitys staattoriin nähden : silmämääräisesti keskellä→ok
- Roottorin ja staattorin välinen ilmarako : 1,5 mm ( suositus n.1,2 mm)→ok
- Öljyvoitelun toiminta: Vaihdelaatikkoa käytettiin kansi auki 50% ja 100% nopeuksilla.

Todettiin, että öljyvoitelu tarrautuu hammaspintoihin ja tunkeutuu kartiorullalaakerin sisälle.

Havaittiin, että öljy lähtee pyörimään akseleiden mukana ja kulkeutuu myös muihin laakereihin.

- Paino 65 kg



Turpiiniakselin kartiorullalaakeri  
öljyn peitossa.

kuva 13. Öljyvoitelu käynnissä nimellispyörimisnopeudella (Ville Ristimäki).

## 7.2 Generaattorin sähköinen testaus

Kuormitusilanteessa generaattoria kuormitettiin puhtaaseen vastuskuormaan. Vastuskuorma oli kytketty tähtikytkentään ja yksittäisen vastuksen resistanssi oli 21 R/2 kW. Generaattorin lähtöteho mitattiin HIOKI 9132-tehomittarilla. Vaihdelaatikkoa käytettiin nimellisaajuudella ja generaattorista mitattiin seuraavat asiat:

- Lähtöjännite / taajuus kuormittamattomana: 305 Vac (L-L) / 41,6 Hz. Tällöin generaattorin pyörimisnopeus 500 rpm ja vaihdelaatikon käyttävän akselin pyörimisnopeus 281 rpm.
- Lähtöjännite generaattori kuormitettuna 21R (L-N), generaattorin pyörimisnopeus 500 rpm: 251 Vac (L-L) / vaihevirta 5,9 A. Lähtöteho 2,6 kW.
- Generaattorin pyörimisnopeus, jolla saadaan 3 kW lähtöteho: 540 rpm. Tällöin taajuus 45 Hz ja 270 Vac (L-L) / vaihevirta 6,5 A.

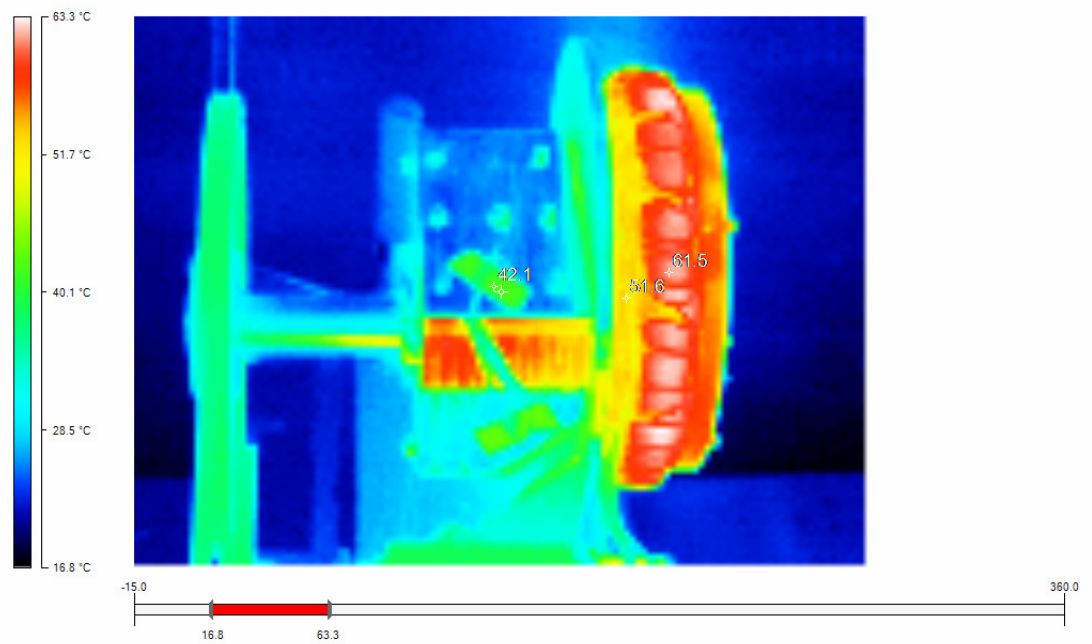
## 7.3 Lämpökoe

Vaihte-/generaattorikokonaisuutta kuormitettiin 2 tunnin ajan nimellisellä lähtökuormalla 3 kW. Mittauksissa käytettiin fluke termal imager-lämpökameraa ja k-typin lämpöanturia, jolla mitattiin vaihdelaatikon rungon lämpö. Lämpökamerakuvasta 14 näkee lämpöjakauman.

- Vaihdelaatikon turpiiniakselin (käyttävän akselin) pyörimisnopeus: n. 303 rpm
- PMG pyörimisnopeus n. 540 rpm
- Roottorin ja staattorin välinen ilmarako 1,5 mm
- Kuormavastus / PMG lähtöteho : 3x21 R tähdessä / 3 kW
- PMG lähtötaajuus 45 Hz
- PMG lähtöjännite / virta : 270 Vac / 6,5 A

Loppulämmöt 22 °C laboratorion ympäristön lämpötilassa:

- Vaihdelaatikon runko ulkopuolelta : 42 °C
- Staattorin rautapakka : 45 °C
- Staattorin käämi : 60 °C
- Roottori : 55 °C



Kuva 14 : Lämpökamerakuva vaihdelaatikon loppulämmöistä (Ville Ristimäki).

## 7.4 Melumittaus

Melumittaus suoritettiin 3 m säteellä kuvan 12 mukaisesta moottoripenkistä. Generaattori oli kuormitettuna kappaleen 7.3 mukaisesti. Melumittaus suoritettiin Velleman-merkkisellä analogisella desibelimittarilla. Mittarissa oli seuraavat asetukset:

- A-painotus
- 60 dB alue
- Mittaustulos 62 dB

Mittaustulokseen vaikutti myös moottoripenkistä lähtevät äänet:

- Taajuusmuuttajalla käytettävä moottori 10 kHz taajuudella
- Hihnapyöristä lähtevä meteli

## 8 Yhteenveto

Työn alussa määritellyt vaatimukset todennettiin osittain tämän työn lopussa olevilla tyyppitesteillä. Todentamatta jäänyt pitkän ajan kesto vaatimus todentuu sitten käytännön sovelluksen yhteydessä. Seuraavassa lyhyt loppuyhteenveto tyyppitestien tuloksista:

Visuaalisessa tarkistuksessa huomattiin yksi vaatimuksista poikkeava tekijä, ilmarako. Generaattorin valmistaja oli määritellyt sen 1,2 mm. Sopivilla soviterenkailla ilmarako olisi voitu säätää vaadittuun 1,2 mm, mutta niiden huono saatavuus johti siihen, että testit päätettiin suorittaa isommalla ilmaraolla 1,5 mm. Tämä isompi ilmarako näkyi generaattorin lähtötehon rajoittumisena hieman pienemmäksi, mitä oli alun perin määritelty.

Öljyn tunkeutuminen laakereihin oli positiivinen yllätys. Öljy näytti oikein tarttuvan akseleihin ja pyöriviin osiin, tunkeutuen myös kartiorullalakerin sisälle. Alussa epäilin kartiorullalakerin voitelun toimivuutta, mutta lopputulos oli kuitenkin hyvä. Samoin tarrautuminen hammaspyörien pintoihin oli hyvä, näin ollen lopputuloksen voitiin sanoa olevan hyväksyttävä.

Generaattorille tehtiin suppeat sähköiset testit. Testeissä todennettiin generaattorin toimivuus vastuskuormaan. Lopputuloksena generaattorin antama lähtöteho jäi hieman vajaaksi tavoitellusta. Tämän oletettiin johtuvan hieman isoksi jääneestä ilmaraosta.

Lämpökokeessa tarkistettiin kokonaisuuden loppulämmöt, kun generaattorin kuormitus oli nimellinen 3 kW. Lämpökoe ajettiin hieman suuremmalla pyörimisnopeudella, jotta haluttu lähtöteho saataisiin ulos. Lämpötilat olivat hyväksyttävällä tasolla. Alumiinisen vaihdelaatikon rungosta mitattiin n.40 °C lämpötila, joka kertoo, ettei öljy ole liian kuumaa. Käämien lämpötilat olivat turvallisella tasolla. Valmistaja oli määritellyt niiden kestoksi 155 °C. Staattoriraudan lämpötila 50 °C niin ikään kertoi, ettei siinä syntynyt mitään yllättävän suuria tehohäviöitä. Lopulta tämä kokonaisuus tulee välittämään tehoa n.25 % nimellisestä, joten lämpötilat tulevat olemaan alhaisemmat. Samoin kokonaisuus tulee olemaan ilmavirtauksessa, mikä sinällään aiheuttaa pintalämpötilojen laskua pienemmiksi.

Painovertailu suoritettiin 2 kVA:n ilman vaihdelaatikkaa olevan generaattorin välillä. Se oli 15 Kg painavampi ja yhden (1) kVA:an pienitehoisempi. Vaihdelaatikolla saavutettiin parempi teho/paino-suhde.

Voiteluaineen valinta ei ole yksinkertainen asia. Tällaiseen suljettuun vaihteeseen hyvä valinta voisi olla rasvavoitelu, joka pienentäisi ainakin tiivisteistä tapahtuvan vuodon riskiä. Ennen lopullista käyttöönottoa vaihteeseen saatetaan vaihtaa voitelurasva.

## Lähdeluettelo

1. Axco Motors. [http://www.axcomotors.com/axial-flux\\_technology.html](http://www.axcomotors.com/axial-flux_technology.html)
2. Freudenberg Simrit GmbH & Co. KG ; technical manual ; 2007 ;Technical principles / O-rings and static seals. <http://www.simrit.fi/files/000013B1.pdf>
3. Lawrence G. Ludwig, Scheafer Mfg. Company. [www-sivu].  
<http://www.machinerylubrication.com/Read/707/enclosed-gear-drives>
4. Practical information of gears. Gear guide 2. Kohara gear industry co. ltd  
[http://www.khkgears.co.jp/en/gear\\_technology/guide\\_info.html](http://www.khkgears.co.jp/en/gear_technology/guide_info.html).
5. Seppo Blom, Pekka Lahtinen, Erkki Nuutio, Kari Pekkola, Seppo Pyy, Hannu Rautiainen, Arto Sampo, Pekka Seppänen, Eero Suosara. 2001. Koneenelimet ja mekanismit. 5 painos. Helsinki. Edita.



## Liitteet

Liite 1, *Comparative Viscosity Classifications*. <http://www.tribology-abc.com/sub13.htm>

### Comparative Viscosity Classifications

ISO 3348 Industrial oils	AGMA 9005-D94 Gear oils	SAE J300 Engine oils	SAE J306 Gear oils
1500			250
1000	8A		
680	8		140
460	7		
320	6	60	90
220	5	50	
150	4	40	85 W
100	3	30	80W
68	2	20	75W
46	1		
32	0	15W	
22		10W	
15		5W, 10W	
10			
7			
3			
2			

ISO and AGMA are specified at 40°C. SAE 75w, 80w, 85, 5w, & 10w are specified at low temperature. SAE 90 to 250 and 20 to 50 are specified at 100 deg C. Viscosities can be related horizontally assuming 96 VI single grade oils.